

ма – 2” можна зробити наступні висновки:

1. Вологомір ”CHANDLER”:
 - складний в експлуатації;
 - низький клас точності;
 - недостовірність вимірювальної інформації
- приладу ”CHANDLER” підтверджується значним відхиленням його показів від показів контрольного приладу „Харків – 2”.
2. Вологомір ”КОНГ – Прима – 2”:
 - надійність роботи недостатня;
 - відхилення показів від показів контрольного приладу ”Харків – 2” на 5 - 8°С.
3. Вологомір ”Аметек – 5000”:
 - простий в експлуатації;
 - різниця між показами приладів ”Аметек” та ”Харків – 2” в основному знаходиться в межах 1 - 2°С.
 - на протязі часу випробувань прилад не мав відмов та не вимагав втручання обслуговуючого персоналу в роботу приладу;
 - в зв'язку з позитивними результатами

випробувань можна розглянути можливість застосування на ГВС між РАТ ”Газпром” та ДК ”Укртрансгаз” НАК ”Нафтогаз України”.

Сколько стоит измерение? // "Рынок нефтяного оборудования СНГ". – 1996. – №4 – С.20–25. 2. Гордієнко І. А. Лур'є А. І., Ткаченко М. Ф. Організація контролю вологості газу на підприємствах газової галузі України: збірник УкрНДІгазу "Питання розвитку газової промисловості України", вип. XXVII, Харків. – 1999. – 186 с. 3. Ткаченко М. Ф., Плехотнін В. П., Кудісов Л. П. "Розробки УкрНДІгазу для визначення вологості природного газу на об'єктах газової промисловості" Ювіл. збірник УкрНДІгазу "Питання розвитку газової промисловості України", вип. XXVII, Харків. – 1999. – 186 с. 4. Анализаторы влажности газов на основе пьезокристалла (материалы представлены компанией Artvik Inc., США), Законодательная и прикладная метрология, №1, 1997. С. 38-4.

УДК622.323:621.67

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ СТАНУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ УСТАНОВКИ ЕЛЕКТРОВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ВИДОБУТКУ НАФТИ НА ЇХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

© Жидецька О.Л., 2003

Івано–Франківський національний технічний університет нафти і газу

Моделюється вплив зміни технічного стану робочих органів відцентрового насоса, визначеного виходячи з реальних геометричних розмірів зношених робочих коліс, на його робочі характеристики. Наведена розрахункова схема робочого колеса насоса та встановлені аналітичні залежності характеристик насоса від основних геометричних параметрів робочого колеса.

В процесі експлуатації установок електровідцентрових насосів (ЕВН) для видобутку нафти виникають відмови, основними з яких є зношення робочих органів ступені насоса – робочих коліс, направляючих втулок вала та верхньої і нижньої опорних шайб [1]. Відмічено [2], що серед причин, які обумовлюють можливість виникнення дефектів вузлів і елементів ЕВН і, зокрема, зношення його робочих органів, є експлуатаційні причини. Серед них найбільш впливовою, стосовно розвитку зносових процесів, є свердловинна рідина, що характеризується значним вмістом механічних домішок та наявністю корозійно-активних елементів. Так, при 1% вмісту піску використання ЕВН повністю виключається [3,4,5], оскільки виникають

закупорки свердловинного обладнання бітумними частинками і механічними домішками. При вмісті механічних домішок більше 100мг/л виникає закупорення прохідних січень і інтенсивний знос робочих органів насоса [6]. Якщо закупорення прохідних січень насоса можна визначити шляхом контролю крутного моменту на валу привідного електродвигуна установки ЕВН, то вплив зношення робочих органів ЕВН на його характеристики, зокрема напір, подачу не завжди можна однозначно визначити. Останнє обумовлено різною формою зношення робочих коліс ЕВН.

У зв'язку з викладеним, поставлена задача змоделювати зношення робочого колеса установки ЕВН шляхом зміни його геометричних розмірів і

оцінити вплив останніх на її робочі характеристики. З цією метою були відібрані робочі колеса з установок ЕВН 5-50, які експлуатувались на Лесяківському і Талалаївському родовищах НГВУ „Чернігівнафтогаз” (обводненість продукції – 70,66%, 31,28%; вміст механічних домішок – 114,58 г/м³, 200,46 г/м³) та пройшли стэнд дефектації в ремонтно-прокатному цеху ВАТ „Укрнафта” (м.Варва). Були відібрані робочі колеса, які мали характерні форми зношення, найбільш типові для установок ЕВН, що експлуатуються на нафтопромислах Східної України. Взірці робочих коліс позначалися як А, В і С та для кожного було виміряно їх геометричні розміри, які в подальшому використовувалися для встановлення необхідних залежностей.

Ступінь ЕВН має оригінальну конструкцію з гідродинамічною схемою, яка немає аналогів у інших підгалузях насособудування. Свердловинна рідина, яка підводиться до робочого колеса, має певний напрям руху (вздовж осі валу) і певну швидкість v_0 . При вході в колесо струмінь рідини починає відхилятися в радіальному напрямку, а швидкість змінюється до v_1 . Продовжуючи рух по

робочих каналах колеса, рідина буде збільшувати швидкість і при виході буде становити v_2 (рис.1).

Частинки рідини, проходячи по каналах робочого колеса, будуть здійснювати складний рух, оскільки поряд із обертанням разом з колесом з переносною швидкістю u вони будуть переміщуватися вздовж лопаті колеса з якоюсь відносною швидкістю w . Абсолютна швидкість рідини v в будь-якій точці каналу колеса визначається як геометрична сума швидкостей u і w .

Як показує практика, в процесі експлуатації свердловин, що характеризуються наявністю піску в свердловинній рідині, в першу чергу зношуються поверхні тертя осьових і радіальних опор, а також поверхні каналів, які контактують з потоком протікання. Остання призводить до зміни геометричних розмірів робочого колеса, величини кута β_2 та швидкості ω_2 . Якщо задати векторну діаграму швидкості на виході з робочого колеса, то величину абсолютної швидкості $|V_2|$ визначають за формулою

$$|V_2|^2 = V_2^2 + \omega_2^2 - 2V_2\omega_2 \cos \beta_2. \quad (1)$$

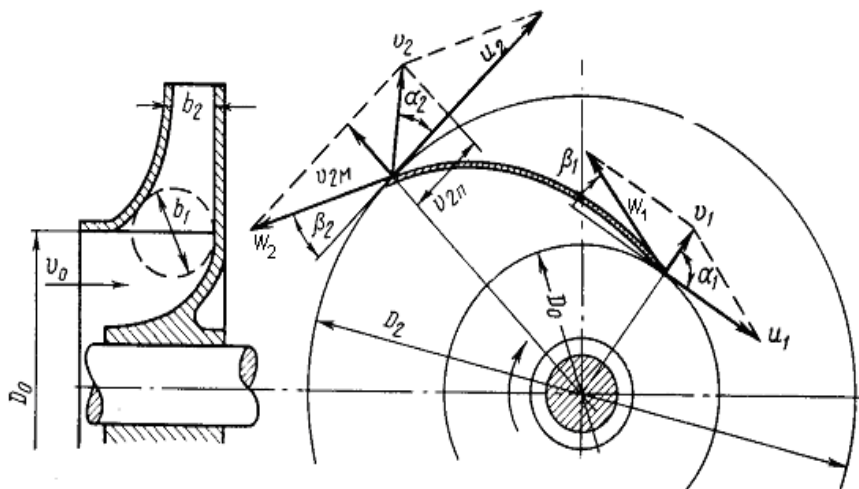


Рис. 1. Розрахункова схема робочого колеса установки ЕВН

Зміна величини ω_2 моделюється шляхом введення додаткового множника $K = 0,8 \div 1,2$, використовуючи який можна дослідити залежність абсолютної швидкості руху частинки рідини V_2 на виході з робочого колеса від кута нахилу вектора відносної швидкості при зміні параметра K . При практичних розрахунках приймається, що

$$V_2 = \pi D_2 n / 60, \quad (2)$$

де D_2 – діаметр робочого колеса, n – швидкість

обертання в об/хв.

Важливою характеристикою, що визначає теоретичний напір H_T , є величина кута α_2 , який у відповідності до розглянутої діаграми швидкостей визначається за формулою:

$$\cos \alpha_2 = \frac{U_2^2 + V_2^2 - \omega_2^2}{2U_2V_2}. \quad (3)$$

Залежність кута α_2 від кута нахилу вектора відносної швидкості ω_2 для різних значень K

приведена на рис. 2, з якого видно, що із збільшенням значення K залежність $\alpha_2 = f(\omega_2)$ наближається до лінійної і при $K=1$ є лінійною.

Залежність напору насоса з одним робочим колесом від кута β_2 при різних значеннях гідравлічного ККД задається на рис. 3. Значення напору обчислюється за формулою:

$$H = \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g}, \quad (4)$$

причому залежність від кута β_2 в даному випадку є неявною. Вона визначається залежностями (1) та (3). Вказані розрахунки проведено для значення $K=1$. Аналіз результатів дозволяє зробити висновок про те, що величина H залежить як від ККД, так і від значення кута β_2 . З метою урахування зміни товщини лопаті та її висоти подача насоса Q обраховувалась за формулою:

$$Q = \left(\pi D_2 b_2 - z \frac{k_1 S_2 b_2}{\sin \beta_2} \right) K_2 V_2 \sin \alpha_2, \quad (5)$$

де z – число лопатей колеса насоса, S_2 – товщина

лопаті, m ; b_2 – висота лопаті, m ; коефіцієнт k_1 характеризує зміну параметрів лопаті, а k_2 – можливу зміну площі живого січення.

На рис. 4 наведено залежність Q від кута β_2 при різних значеннях k_2 за умов постійної величини $k_1=1$. Аналіз залежностей подачі насоса Q від коефіцієнта k_2 при постійному значенні кута β_2 показав, що вона є лінійною і слабо залежить від коефіцієнта k_1 , який характеризує зміну товщини та висоти лопаті, у зв'язку з чим графіки не наводяться. Для реальних робочих коліс справедлива оцінка:

$$D_2 \gg S_2. \quad (6)$$

Тому в (5) величина доданка, яка містить S_2 , не чинить вирішального впливу на значення Q .

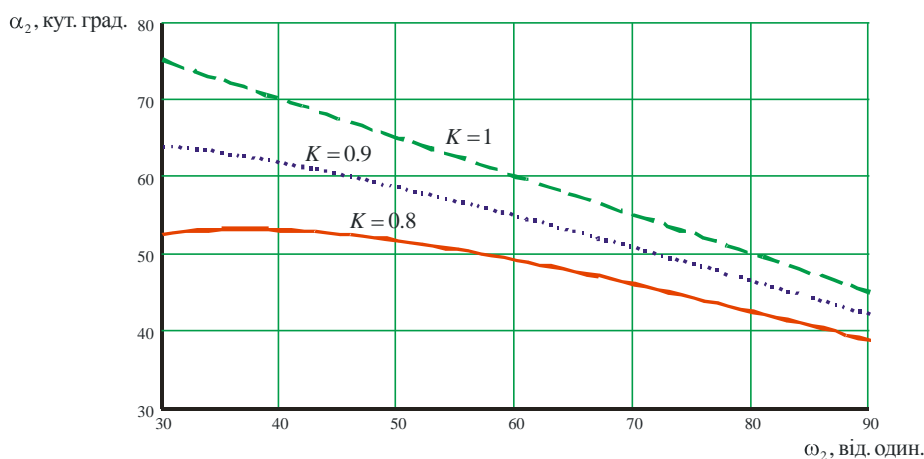


Рис. 2. Залежність $\alpha_2 = f(\omega_2)$ для різних значень K

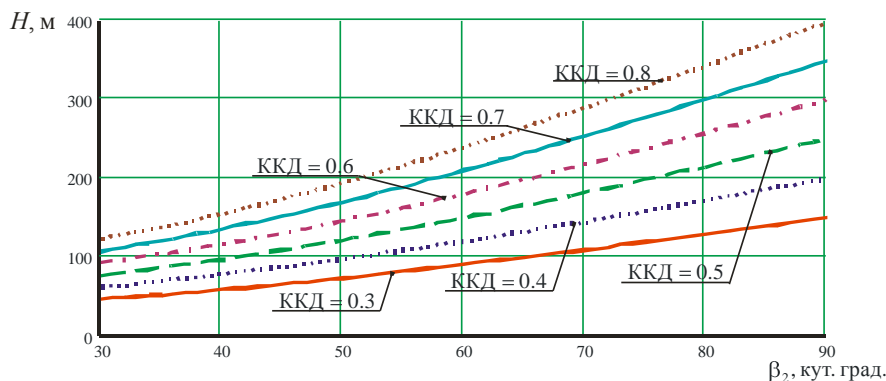


Рис. 3. Залежність $H = f(\beta_2)$ при різних значеннях гідравлічного ККД

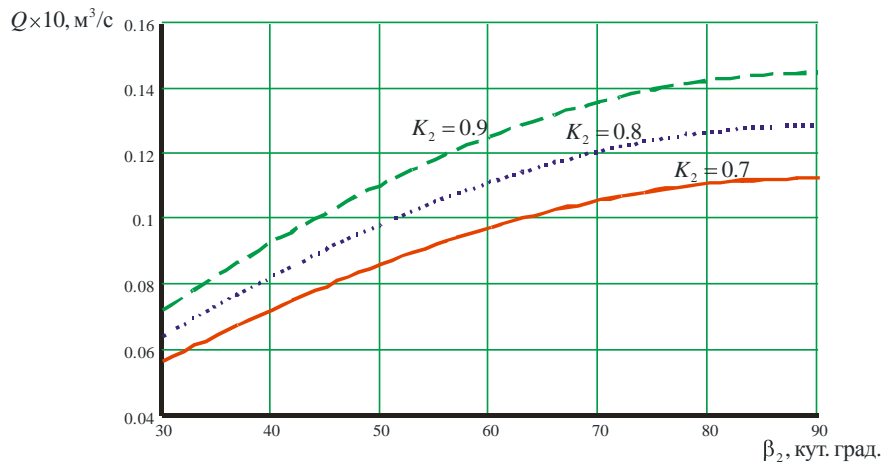


Рис. 4. Залежність $Q = f(\beta_2)$ при різних значеннях коефіцієнтів K_2 при $K_1 = \text{const} = 1$

Аналіз залежності подачі насоса Q від коефіцієнта k_1 при різних значеннях k_2 показав, що величина Q мало залежить від k_1 .

На рис. 5 наведено залежність подачі насоса Q від висоти лопасті для трьох взірців зношеного робочого колеса: взірець А, для якого $D_2 = 0,068 \text{ м}$; $S_2 = 0,0013 \text{ м}$; $z = 7$; $\beta_2 = 24^\circ$; взірець В:

$D_2 = 0,068 \text{ м}$; $S_2 = 0,002 \text{ м}$; $z = 8$; $\beta_2 = 25^\circ$; взірець С: $D_2 = 0,07 \text{ м}$; $S_2 = 0,001 \text{ м}$; $z = 7$; $\beta_2 = 22^\circ$. Можна зробити висновок про те, що для взірця В величина $S_2 = 0,002 \text{ м}$ негативно впливає на зміну величини Q .

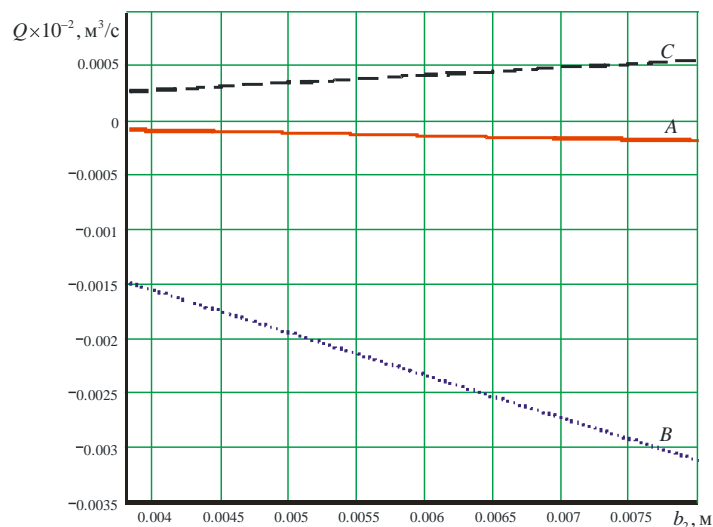
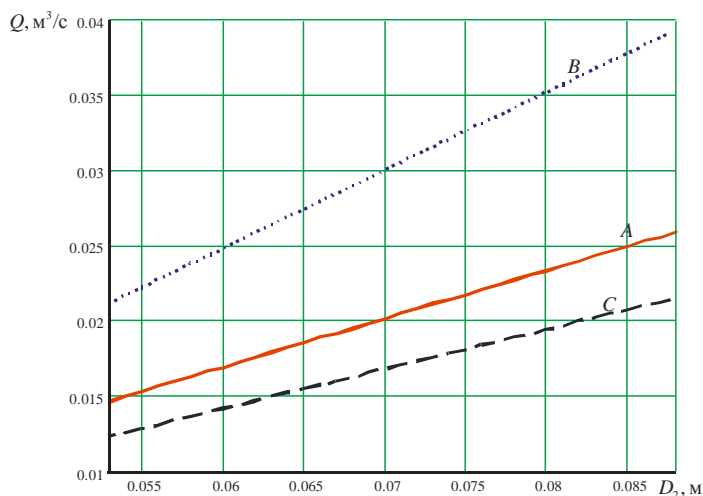


Рис. 5. Залежність $Q = f(b_2)$

На рис. 6 наведено залежність подачі насоса Q від діаметру D_2 для зношених робочих коліс трьох типів: взірець А: $b_2 = 0,0045 \text{ м}$, $S_2 = 0,0013 \text{ м}$, $z = 7$, $\beta_2 = 24^\circ$; взірець В: $b_2 = 0,007 \text{ м}$, $S_2 = 0,002 \text{ м}$, $z = 8$, $\beta_2 = 25^\circ$; взірець С: $b_2 = 0,004 \text{ м}$, $S_2 = 0,001 \text{ м}$, $z = 7$, $\beta_2 = 22^\circ$. Аналіз результатів дозволяє зробити висновок про те, що взірець В, в якого кут β_2 є найбільшим, а отже,

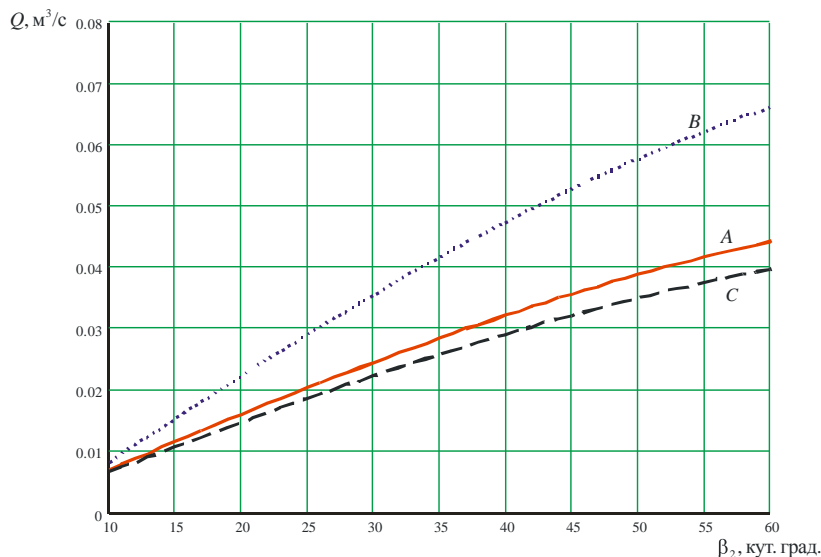
робоче колесо найменш значиме, має найвищу подачу, яка лінійно залежить від зміни D_2 . При зменшенні β_2 показники колеса погіршуються, це обумовлено зношенням його направляючих. Крім того можна зробити висновок про те, що на величину подачі позитивно впливає значення D_2 робочого колеса.

Рис. 6. Залежність $Q = f(D_2)$

Була встановлена залежність подачі насосу від товщини лопаті робочих коліс для взірців А, В, С, аналогічних до раніше розглянутих. Аналіз залежності $Q = f(S_2)$ показав, що зміна товщини лопаті (її зменшення внаслідок зносу) показники ефективності робочого колеса спадають, хоча і в незначній мірі (до 5%).

Залежність подачі насосу від кута β_2 наведено на рис. 7 для взірців А, В, С. Як видно з приведених графіків зношення робочих коліс, пов'язане із зменшенням величини кута β_2 , і негативно впливає

на його показники. Розглянута величина β_2 змінюється в діапазоні $10^\circ \leq \beta_2 \leq 60^\circ$, теоретично можна зробити висновок про те, що значення β_2 має бути якомога більшим, проте в реальній ситуації реалізуються робочі колеса з $\beta_2 = 25^\circ \div 30^\circ$, оскільки більші значення β_2 можуть призвести до виникнення явища гідродинамічного удару та відриву потоку.

Рис. 7 Залежність $Q = f(\beta_2)$

З метою забезпечення технічних характеристик установок ЕВН паспортним даним та підвищення зносостійкості їх робочих органів необхідно,

насамперед, підсилити пари тертя осьової опори, використовувати відповідні зносостійкі та корозійностійкі матеріали, з метою запобігання

виникнення вказаних видів зносу робочих органів ступені насоса, а також вдосконалити технологію виготовлення ступеней ЕВН та їх конструкцію.

1. Жидецька О.Л., Зікратий С.В. Умови виникнення і аналіз поступових відмов установок ЕВН // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи і засоби технічної діагностики. – Івано-Франківськ. – 2001, Вип. 38 (т.8). – С. 201–209. 2. Замиховский Л.М., Грынив П.П., Савюк Л.О. Условия возникновения и развития неисправностей УЭЦН // Методы и средства технической диагностики / Фирма «Контакт», – Івано-Франковск, 1992. – С. 19–32. 3. Максимов В.П. Эксплуатация нефтяных месторождений в

осложненных условиях. – М.: Недра, 1976. – 189 С. 4. Генералов И.В. и др. Особенности эксплуатации скважин ЭЦН на поздней стадии разработки Самотлорского месторождения // Нефтяное хозяйство. – 2001. – № 10. – С. 72–73. 5. Nolen K/B/ How to match submersible pump towel performance // Word oil. – 1985. – Vol. 200. – № 2. – P. 41–46. 6. Эксплуатационная надежность электрооборудования установок ЭЦН / Новоселов Ю.Б., Лобова А.П., Комисаров Г.С. и др. // Эксплуатационная надежность электрооборудования нефтепромысловых Зап. Сибири. – Н., 1977. – С. 39. – 46. – (Обзор. Инф. ВНИИОЭНГ; Сер. Машины и нефт. оборуд.).

УДК 621.396.2

МЕТОДИ ЗАВАДОСТІЙКОГО КОДУВАННЯ ТА ДЕКОДУВАННЯ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ ІНФОРМАЦІЇ ПОСЛІДОВНОСТЯМИ МАКСИМАЛЬНОЇ ДОВЖИНИ

© Николайчук М.Я., 2003

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Розглянуто методи кодування та декодування вимірювальної інформації послідовностями максимальної довжини, які дозволяють підвищити показники завадостійкості передавання даних та здійснювати стиск інформації. Проаналізовано параметри та властивості послідовностей максимальної довжини. Для дослідження даних методів побудовано схематехнічні моделі та здійснено моделювання.

Послідовності максимальної довжини називають також кодами регістра зсуву максимальної довжини і відносяться до класу циклічних кодів. Кодові слова звичайно генеруються за допомогою m -розрядного регістра зсуву зі зворотнім зв'язком. Період m -розрядної бінарної послідовності максимальної довжини визначається так:

$$T = 2^m - 1, \quad (1)$$

де m – розрядність регістра зсуву максимальної довжини.

Для формування послідовності максимальної довжини необхідно:

- записати в m -розрядний регістр зсуву кодову комбінацію, відмінну від нульової;
- здійснити сумування по модулю 2 відповідних розрядів регістра (згідно неприводимого полінома) [1], а результат сумування подати на послідовний вхід регістра зсуву максимальної довжини;
- здійснювати циклічний зсув кодових комбінацій регістра з періодом, рівним 1.

Процес формування 12-розрядної послідовності ілюструється на рис. 1.

Слід відмітити, що за винятком кодового слова з нулів, усі кодові слова, згенеровані регістром зсуву, є циклічними зсувами єдиного кодового слова. Тому регістр зсуву повертається назад до початкового стану за $2^m - 1$ кроків зсуву. Коди регістра зсуву максимальної довжини існують для будь-якої позитивної величини m . В табл. 1 наведено номери розрядів регістра зсуву максимальної довжини (розрядністю m), що поступають в суматор по mod 2, для $2 \leq m \leq 17$ [2].

Інша особливість кодових слів у регістрі зсуву максимальної довжини полягає в тому, що кожне кодове слово, за винятком слова з одних нулів, містить 2^{m-1} одиниць і $2^{m-1}-1$ нулів. Оскільки код лінійний, його вага є також мінімальною кодовою відстанню [3], тобто

$$d_{MIN} = 2^{m-1}. \quad (2)$$